



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

12 Patentschrift
10 DE 42 29 544 C 2

51 Int. Cl.⁷:
F 04 B 1/20
F 04 B 11/00

21 Aktenzeichen: P 42 29 544.0-15
22 Anmeldetag: 4. 9. 1992
43 Offenlegungstag: 11. 3. 1993
45 Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 22. 11. 2001

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

30 Unionspriorität:
9102570 06. 09. 1991 SE
73 Patentinhaber:
Parker Hannifin AB, Ulricehamn, SE
74 Vertreter:
Hofstetter, Schurack & Skora, 81541 München

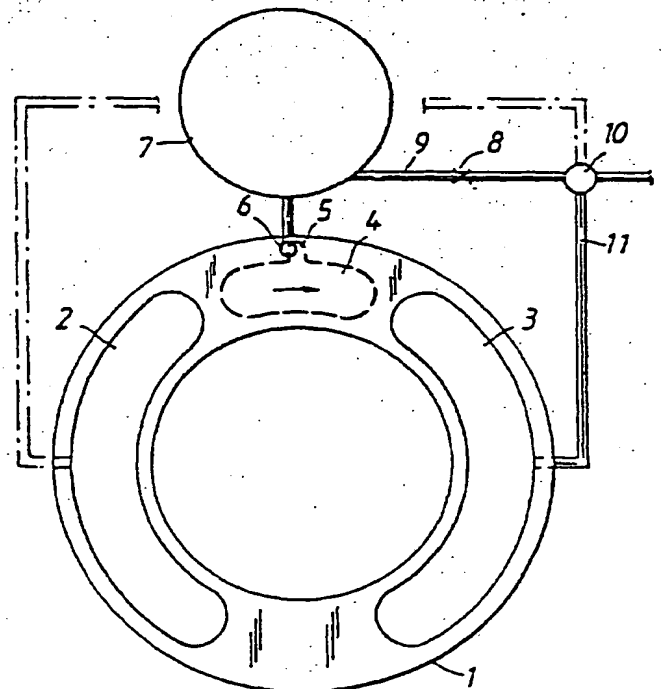
72 Erfinder:
Palmberg, Jan-Ove, Prof., Linköping, SE;
Pettersson, Maria, Linköping, SE; Bratt, Stig,
Troilhättan, SE

55 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
gezogene Druckschriften:

DE-PS 10 58 370
DE-AS 12 11 943
DE-OS 20 38 086
DE-OS 15 28 367
GB 5 49 323 A
GB 11 43 681
US 33 62 432

54 Verfahren und Vorrichtung zur Dämpfung von Strömungspulsationen bei hydrostatischen Hydraulikmaschinen des Verdrängungstyps

57 Verfahren zur Dämpfung von Strömungspulsationen bei hydrostatischen Hydraulikmaschinen des Verdrängungstyps, vorzugsweise Axialkolbenmaschinen und hauptsächlich solchen Maschinen, die sowohl als Pumpe als auch als Motor arbeiten, insbesondere in ein und derselben Drehrichtung, bei welchem Verfahren eine Zusatzkompressionsverbindung errichtet wird, um Arbeitsmedium von der Hochdruckseite an die entsprechenden Zylinder in der Maschine zu führen, um diese bei ihrem Verlauf von der Niederdruckseite zu der Hochdruckseite vorbereitend zu füllen und unter Druck zu setzen, dadurch gekennzeichnet, daß die Zusatzkompressionsverbindung mit einem vorbestimmten Zusatzkompressionsvolumen verbunden ist, welches schnell in den jeweiligen Zylinder entlassen wird, jedoch langsamer von der Hochdruckseite wieder eingelassen wird.



DE 42 29 544 C 2

BEST AVAILABLE COPY

DE 42 29 544 C 2

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft ein Verfahren und eine Vorrichtung zur Dämpfung von Strömungspulsationen bei hydrostatischen Hydraulikmaschinen des Verdrängungstyps, vorzugsweise Axialkolbenmaschinen mit Taumelscheibenantrieb, und hauptsächlich solchen Maschinen, die sowohl als Pumpe als auch als Motor arbeiten, insbesondere in ein und derselben Drehrichtung, wobei bei diesem Verfahren eine Zusatzkompressionsverbindung errichtet wird, um Arbeitsmedium von der Hochdruckseite an die entsprechenden Zylinder in der Maschine zu befördern, um diese bei ihrem Übergang von der Niederdruckseite in die Hochdruckseite vorbereitend zu füllen und unter Druck zu setzen.

[0002] Hydrostatische Hydraulikmaschinen dieser Art finden seit kurzem immer breitere Einsatzmöglichkeiten. Ein grundlegendes Bestreben bei der Entwicklung derartiger Maschinen besteht natürlich darin zu versuchen, den Arbeitsdruck zu erhöhen, aber auch das Gewicht der Maschinen zu reduzieren, indem ihr Material auf eine bessere Art und Weise genutzt wird. Dies hat dazu geführt, daß die bisherigen Probleme hinsichtlich Lärm und Schwingungen bei derartigen Maschinen immer offensichtlicher und störender geworden sind. Daher ist es wichtig geworden zu versuchen, die Erzeugung von Lärm und Schwingungen in Hydraulikmaschinen zu verringern. Hierbei muß die Aufmerksamkeit sowohl auf das interne Kräftegleichgewicht der Maschine als auch auf die von der Maschine erzeugten Strömungspulsationen gerichtet sein. Bei Hydraulikpumpen des Verdrängungstyps wird das Arbeitsmedium durch geometrisch geschlossene Kammern von der Hochdruckseite auf die Niederdruckseite transportiert und daher treten in der Strömung Pulsationen auf, die sich nicht nur auf die kinematischen Bedingungen zurückführen lassen. Stattdessen muß die Aufmerksamkeit auf die Hochdruckseite der Maschine gerichtet werden, insbesondere bei Maschinen des Kolbentyps. Es kann nämlich bewiesen werden, daß der vorwiegende Grund für die Pulsierungen sich auf die Rückströmung bezieht, die in einem Zylinder auftritt, wenn dieser von der Niederdruckseite in die Hochdruckseite verläuft, wobei diese Rückströmung von der Tatsache abhängt, daß das Arbeitsmedium komprimierbar ist, und auch von der Deformation des Materials.

[0003] Des weiteren ist die pulsierende Strömung periodisch und hat eine Grundfrequenz gleich der Pumpengeschwindigkeit multipliziert mit der Kolbenzahl. Aus Erfahrung ist es bekannt, daß Hydraulikpumpen eine Strömungspulsation liefern, die ein breites Spektrum von der Grundschwingung bis zu zehn Oberschwingungen und mehr hat. Daher ist es äußerst wichtig, eine Dämpfung dieser Strömungspulsationen erzeugen zu können, um die Entstehung von Lärm und Schwingungen in den Maschinen zu verringern. Es wurden bereits Versuche unternommen, um dies zu erreichen, hauptsächlich durch Einflußnahme auf den dynamischen Abschnitt der Strömungspulsationen, d. h. die Strömung, die zur Kompression des Öls in dem Zylinder erforderlich ist, wenn dieser in Verbindung mit der Hochdruckseite gebracht wird. Hierbei wurden Experimente durchgeführt, indem der Ventilteller mit Kriechnuten versehen wurde oder eine Versetzung der nierenförmigen Öffnung im Ventil vorgesehen wurde, um eine Vorkompression zu erzielen, und es wurden auch Versuche unternommen, die nierenförmige Öffnung weit weg zu versetzen und die Verbindung des Zylinders mit der Hochdruckseite an einem geeigneten Moment mittels eines Rückschlagventils vorzunehmen, um eine wesentliche Verbesserung gegenüber vorher verwendeten Ventiltellern für die Motorfunktion zu erzielen. Bei der

Optimalisierung der Vorkompression durch Versetzung der nierenförmigen Öffnung oder durch Verwendung einer Kriechnut für einen gewissen Betriebsfall können bei diesen beiden Maßnahmen ungefähr gleich gute Ergebnisse erhalten werden. Bei Verwendung von Vorkompression in unterschiedlichen Funktionsfällen muß der Ventilteller drehbar ausgeführt werden oder anderenfalls das Zylindervolumen mittels z. B. eines Rückschlagventils mit der nierenförmigen Öffnung verbunden werden, wenn der Druck der gleiche ist wie der der Hochdruckseite.

[0004] Die Erfahrung hat gezeigt, daß Kriechnuten im Funktionsfall eher Schwankungen unterliegen als eine Vorkompression mit einem drehbaren Ventilteller, was daher wirkungsvoller ist, aber auch komplizierter. Im Gegensatz hierzu sind, wenn die Kriechnut für relativ starke Kräfte optimallisiert werden soll, die Vorteile des drehbaren Ventiltellers bei niedrigeren Leistungsabgaben bemerkbar, bei denen die Strömungspulsationen jedoch weitaus geringer sind. Soll stattdessen ein Rückschlagventil zur Verbindung des Zylinders mit der nierenförmigen Öffnung bei dem geeigneten Zylinderdruck verwendet werden, wird eine Möglichkeit erhalten, in allen funktionalen Fällen ein besseres Ergebnis zu erhalten, auch für den Fall, daß die Kriechnut oder Vorkompression optimallisiert ist. Mittels eines idealen Rückschlagventils werden in Simulationstests sehr gute Ergebnisse erzielt, bei Verwendung eines realistischeren Modells des Rückschlagventils jedoch entstehen Probleme aufgrund der Tatsache, daß das Ventil sehr schnell sein muß, um vollkommen zufriedenstellend zu arbeiten.

[0005] Als Beispiele früherer Konstruktionen, bei denen Maßnahmen der voranstehenden Art vorgeschlagen wurden, kann verwiesen werden auf GB-A-549 323, die sich auf eine Maschine der Joch-Art mit einem Ventilmechanismus in dem Ventilteller bezieht, DE-B-2 0 38 086, die eine Axialkolbenmaschine des Taumelscheiben-Typs mit Entlastungskanälen in dem Ventilteller betrifft, US-A-3 362 342, die ebenfalls eine Axialkolbenmaschine des Taumelscheiben-Typs mit einem Druckentlastungskanal zwischen der Hochdruckseite und der Niederdruckseite offenbart, GB-A-1 143 681, die eine Axialkolbenmaschine des Taumelscheiben-Typs mit einer speziellen Konstruktion der Schlitz in der Zylindertrommel und Kriechnuten in dem Ventilteller offenbart, DE-A-1 5 28 367, die auch eine Axialkolbenmaschine des Taumelscheiben-Typs mit Druckentlastungskanälen außerhalb des Ventiltellers und mit Ventilen versehen offenbart, DE-B-12 11 943, die mit Ventil versehene Druckentlastungskanäle in einem Ventilteller in einer Axialkolbenmaschine des Taumelscheiben-Typs offenbart, und DE-B-10 58 370, die ebenfalls eine Axialkolbenmaschine des Taumelscheiben-Typs mit Druckentlastungskanälen in dem Ventilteller offenbart.

[0006] Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine derartige Weiterentwicklung der Maßnahmen aus dem Stand der Technik bei hydrostatischen Hydraulikmaschinen des Verdrängungstyps vorzuschlagen, dahingehend, daß die Strömungspulsationen wirkungsvoller gedämpft werden können und eine Dämpfungswirkung insbesondere auf die niedrigeren Oberschwingungen der Pulsationen auszuüben. Gemäß der Erfindung wird dies im wesentlichen durch ein Verfahren erreicht, welches sich durch die Tatsache auszeichnet, daß die Zusatzkompressionsverbindung ein vorbestimmtes Zusatzkompressionsvolumen umfaßt, welches schnell in den entsprechenden Zylinder abgelassen wird, aber langsamer von der Hochdruckseite wieder aufgefüllt wird.

[0007] Die Erfindung betrifft auch eine Vorrichtung zur Ausführung des Verfahrens, und diese Vorrichtung zeichnet sich im wesentlichen dadurch aus, daß die Zusatzkompressi-

onsverbindung eine Kammer mit einem vorbestimmten Volumen umfaßt, und dadurch, daß diese Kammer mittels eines Rohres mit der Hochdruckseite verbunden ist, wobei dieses Rohr eine kleinere Querschnittsfläche hat als der Abschnitt der Verbindung, die zu der Niederdruckseite führt, d. h. der entsprechende zu füllende Zylinder, und es für ein schnelles Ablassen des Zusatzkompressionsvolumens des Mediums in diesen hinein dimensioniert ist.

[0008] Beispielhaft wird die Erfindung unter Bezugnahme auf die beigelegten Zeichnungen nachstehend weiter beschrieben.

[0009] Es zeigen

[0010] Fig. 1 eine schematische Draufsicht auf einen Ventilteller einer Axialkolbenmaschine, bei der ein Schlitz eines Zylinders in einer darunterliegenden Zylindertrommel gezeigt ist, und eine Verbindung mit einem Vorkompressionsvolumen gemäß der Erfindung;

[0011] Fig. 2a- 2f verschiedene Drehpositionen von Zylinderschlitzen mit einer anderen Umrißform in einer Zylindertrommel einer Axialkolbenmaschine; und

[0012] Fig. 3a und 3b eine schematische Darstellung der Dämpfungswirkung auf die Strömungspulsationen, die durch das Vorkompressionsvolumen gemäß der Erfindung erzielt wird im Vergleich zu einer herkömmlichen Motorscheibe ohne und mit Kriechnuten; und

[0013] Fig. 4 einen Längsschnitt durch eine Axialkolbenmaschine, bei dem eine mögliche Anordnungsstelle des Vorkompressionsvolumens in einem Hohlraum in der Stützwelle der Zylindertrommel dargestellt ist.

[0014] Das Prinzip der vorliegenden Erfindung wird nunmehr nachstehend unter Bezugnahme auf Fig. 1 erläutert. In dieser Figur ist eine Ansicht eines Ventiltellers 1 in einer Axialkolbenmaschine gezeigt, der das übliche Paar diametral gegenüberliegende und ungefähr nierenförmiger Ventilöffnungen 2, 3 aufweist, die jeweils mit der Niederdruck- und der Hochdruckseite eines Hydraulikkreises verbunden sind. Im vorliegenden Fall soll der Teller in einer nicht weiter dargestellten (vgl. jedoch Fig. 4) Axialkolbenmaschine verwendet werden, die jedoch als Pumpe arbeitet und eine Vielzahl am Umfang verteilter Zylinder 14 aufweist, die an dem dem Ventilteller zugewandten Ende der Zylindertrommel 15 mit letzterem mittels eines Schlitzes 4 verbunden sind, der vorzugsweise auch eine nierenartige Form hat.

[0015] Gemäß der Erfindung ist diese Öffnung bzw. Schlitz 4, der in der Zeichnung in dem Moment dargestellt ist, in der er sich gegenüber dem geschlossenen Abschnitt des Ventiltellers befindet, der zwischen den zwei Ventilöffnungen 2 und 3 liegt, wenn er von der Niederdrucköffnung 2 zu der Hochdrucköffnung 3 verläuft, an einer Position vorzugsweise an seiner radial äußeren längeren Seite mit einer radial nach außen gerichteten Kerbe 5 versehen, welche in diesem Fall im wesentlichen die Form eines U hat. An dieser Position, im wesentlichen ungefähr in der Mitte zwischen den Ventilöffnungen 2 und 3 in dem Ventilteller 1 mündet auch ein Kanal 6 in den letztgenannten ein, wobei die Mündung dieses Kanals bezüglich der Größe der Kerbe 5 geeignet dimensioniert ist. Der Kanal 6 wiederum ist mit einem Vorkompressionsvolumen 7 verbunden, dessen Größe nachstehend weiter ausgeführt werden wird.

[0016] Das Vorkompressionsvolumen ist an einem geeigneten Platz in der Maschine angeordnet, vorzugsweise in einem Totraum oder einer Kammer 7 darin, wie z. B. innerhalb der zentralen Stützwelle 16 der Zylindertrommel 15, wie sie in Fig. 4 dargestellt ist. Dieses Volumen 7 ist wiederum durch ein mit einer Verengung 8 und möglicherweise einem Schieberventil 10 versehenes Rohr 9 mit der Hochdruckseite des hydraulischen Systems verbunden, wie z. B. mittels eines Rohres 11.

[0017] Aus der vorangehenden Beschreibung von Fig. 1 ist klar, daß wenn jeder Zylinderschlitz 4 die Niederdrucköffnung 2 in dem Ventilteller 1 passiert hat und sich auf die Hochdrucköffnung 3 zu bewegt, er in dem eigentlichen Transformoment sukzessiv durch die Kerbe 5 den Kanal 6, der mit dem Vorkompressionsvolumen 7 unter hohem Druck verbunden ist, freilegt und daher eine Vorkompression des Mediums in dem zugehörigen Zylinder sowie einen Druckausgleich vor dem Transfer an die Hochdruckseite erzeugt. Dabei ist der Kanal 6 so zu dimensionieren, daß das Vorkompressionsvolumen 7 schnell in den zugehörigen Zylinder entlassen wird und dann langsam durch die Verengung 8 von der Hochdruckseite wieder zurück eingelassen wird. Dies ergibt eine Pufferwirkung oder einen Ausgleich oder Re-Disposition und Entwicklung der auftretenden Strömungspulsationen. Daher kann gesagt werden, daß das Vorkompressionsvolumen gemäß der Erfindung ein Pulsations-"Filter" ergibt.

[0018] Die Fig. 2a bis 2f zeigen eine weitere Ausführungsform der Vorrichtung zur Dämpfung von Strömungspulsationen in hydrostatischen Hydraulikmaschinen des Verdrängungstyps. Man erkennt, daß jeder Zylinderschlitz 4 zumindest eine Ausnehmung 5 aufweist, die vorzugsweise in der radial äußeren Schlitzwand ausgebildet ist und so ausgelegt ist, daß sie die entsprechende Mündung der Zusatzkompressionsverbindung 6 in dem Ventilteller 1 freilegt. Die Ausnehmung 5 des Zylinderschlitzes 4 ist dabei in zwei oder mehr am Umfang beabstandete Abschnitte 5', 5" unterteilt, von denen der Abschnitt 5" nach hinten über den Schlitz 4 hinaus verlängert ausgebildet ist. Der Abschnitt 5' ist dabei U-förmig ausgebildet.

[0019] Man erkennt, daß bei Rotation der Zylindertrommel der Schlitz 4 zunächst nach und nach die Mündung des Kanals 6 freilegt, so daß das durch das Zusatzkompressionsvolumen der Kammer 7 definierte Arbeitsmedium unter hohem Druck schnell in den betreffenden Zylinder entlassen wird. Danach wird die Mündung des Kanals 6 gemäß Fig. 2c wieder geschlossen. Anschließend wird die Mündung des Kanals 6 durch den Abschnitt 5" wieder zunehmend freigelegt, um das Vorkompressionsvolumen, wie durch Fig. 2d illustriert, wieder auf einen hohen Druck zu füllen. In der zuletzt erwähnten Fig. 2d hat sich die Zylindertrommel soweit gedreht, daß sich die Mündung des Kanals 6 am Ende des Abschnitts 5" befindet, der hinter dem Zylinderschlitz 4 liegt. Darauf folgend ist die Mündung des Kanals 6 wieder für kurze Zeit geschlossen bevor der Abschnitt 5' des nächsten darauffolgenden Zylinderschlitzes die Mündung wieder freilegt und der Zyklus sich wiederholt.

[0020] In den Diagrammen in Fig. 3 sind Datensimulationen von Strömungspulsationen mit Grundschwingung und Oberschwingungen in einer Axialkolbenmaschine mit einem Ventilteller zum Betrieb als Motor dargestellt, wobei in Fig. 3a jeweils die für eine vollständig ungedämpfte Strömungspulsations stehende Kurve (kurzgestrichelte Linie) und die Kurve bei Dämpfung mittels Kriechnuten (lang gestrichelte Linie) gezeigt sind, und eine Kurve mit durchgezogener Linie für die Dämpfung mit einem Vorkompressionsvolumen gemäß der vorliegenden Erfindung. In diesem Fall wird die Pulsation wesentlich geringer als es erkennbar ist und leicht in der Zeit entwickelt. In Fig. 3b ist ein Stapeldiagramm gezeigt, das die vorteilhafte Wirkung der Erfindung nicht nur auf die Grundschwingung der Druckpulsation, sondern auch auf niedrigere und wichtige Oberschwingungen darstellt.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Dämpfung von Strömungspulsatio-

nen bei hydrostatischen Hydraulikmaschinen des Verdrängungstyps, vorzugsweise Axialkolbenmaschinen und hauptsächlich solchen Maschinen, die sowohl als Pumpe als auch als Motor arbeiten, insbesondere in ein und derselben Drehrichtung, bei welchem Verfahren eine Zusatzkompressionsverbindung errichtet wird, um Arbeitsmedium von der Hochdruckseite an die entsprechenden Zylinder in der Maschine zu führen, um diese bei ihrem Verlauf von der Niederdruckseite zu der Hochdruckseite vorbereitend zu füllen und unter Druck zu setzen, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Zusatzkompressionsverbindung mit einem vorbestimmten Zusatzkompressionsvolumen verbunden ist, welches schnell in den jeweiligen Zylinder entlassen wird, jedoch langsamer von der Hochdruckseite wieder eingelassen wird.

2. Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens gemäß Anspruch 1 zur Dämpfung von Strömungspulsationen in hydrostatischen Hydraulikmaschinen des Verdrängungstyps, vorzugsweise Axialkolbenmaschinen und hauptsächlich solchen Maschinen, die sowohl als Pumpe als auch als Motor arbeiten können, insbesondere in ein und derselben Drehrichtung, wobei diese Vorrichtung eine Zusatzkompressionsverbindung umfaßt, um Arbeitsmedium von der Hochdruckseite an die jeweiligen Zylinder in der Maschine zu führen, um diese bei deren Verlauf von der Niederdruckseite zu der Hochdruckseite vorbereitend zu füllen und unter Druck zu setzen, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Zusatzkompressionsverbindung eine Kammer (7) mit einem vorbestimmten Volumen umfaßt, wobei die Kammer (7) über ein Rohr (9) mit der Hochdruckseite verbunden ist und das Rohr (9) eine geringere Querschnittsfläche aufweist als der Abschnitt der Verbindung (6), der zu der Niederdruckseite, d. h. zu dem jeweiligen zu füllenden Zylinder führt und wobei die Verbindung (6) derart dimensioniert ist, daß das durch das Zusatzkompressionsvolumen der Kammer (7) definierte Arbeitsmedium schnell in den zugehörigen Zylinder entlassen wird.

3. Vorrichtung gemäß Anspruch 2, wobei jeder Zylinderschlitz (4) zumindest eine Ausnehmung (5) aufweist, die vorzugsweise in der radial äußeren Schlitzwand ausgebildet ist und so ausgelegt ist, daß sie eine entsprechende Mündung der Zusatzkompressionsverbindung (6) in dem Ventilteller (1) freilegt, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Ausnehmung (5) des Zylinderschlitzes in zwei oder mehr am Umfang beabstandete Abschnitte (5', 5'') unterteilt ist, von denen zumindest der letzte (5'') nach hinten über den Schlitz (4) hinaus verlängert ist.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

55

60

65

- Leerseite -

BEST AVAILABLE COPY

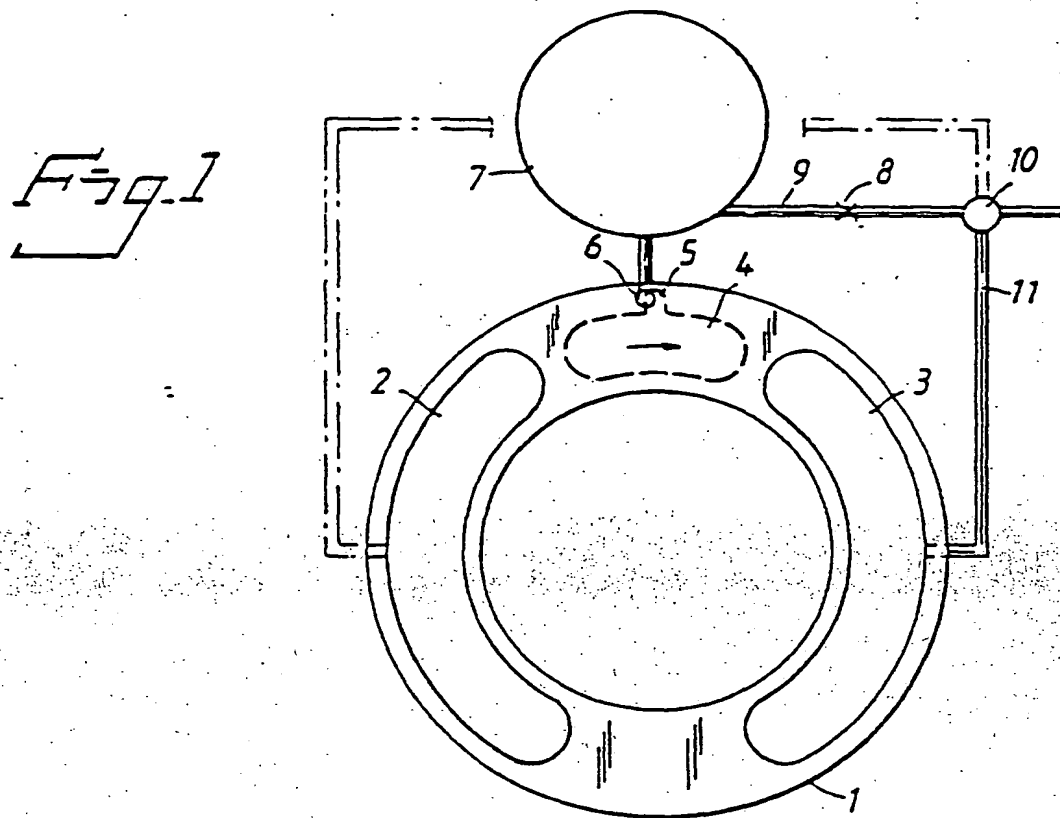


Fig. 2a

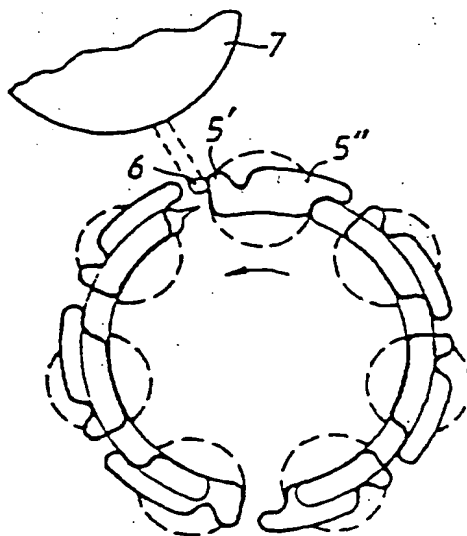


Fig. 2b

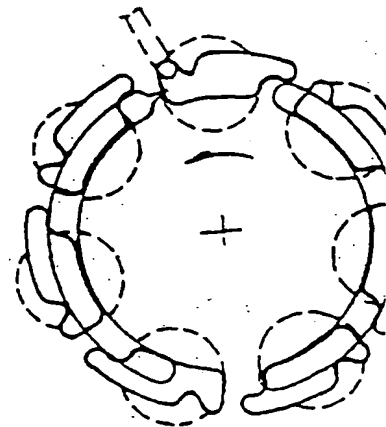


Fig. 2c

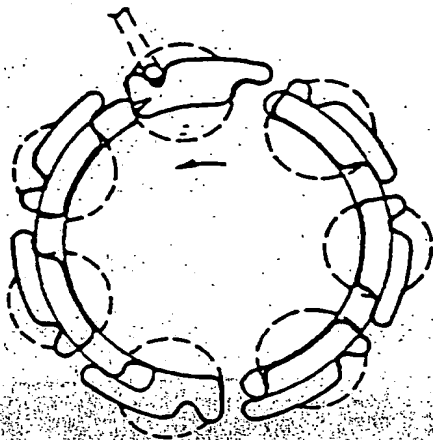


Fig. 2d

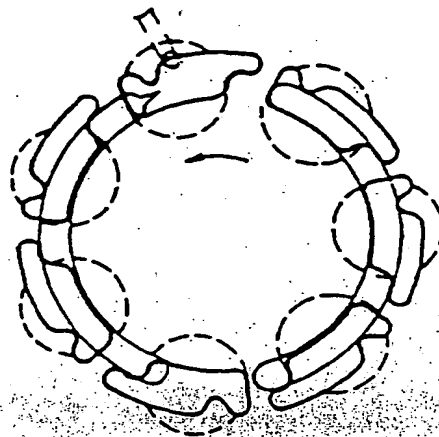


Fig. 2f

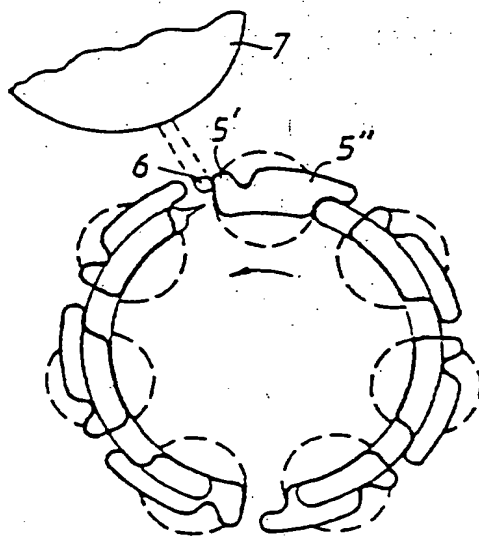


Fig. 2e

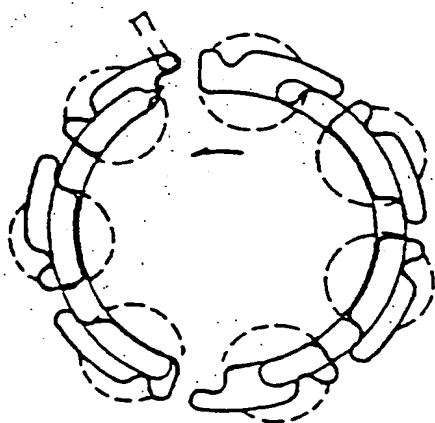


Fig. 3a

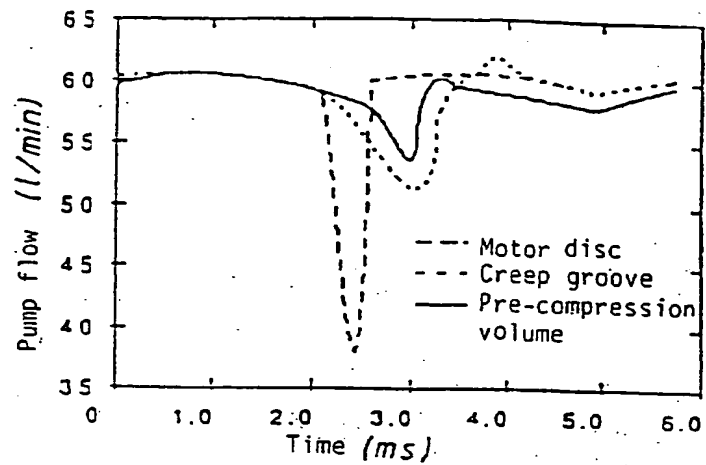


Fig. 3b

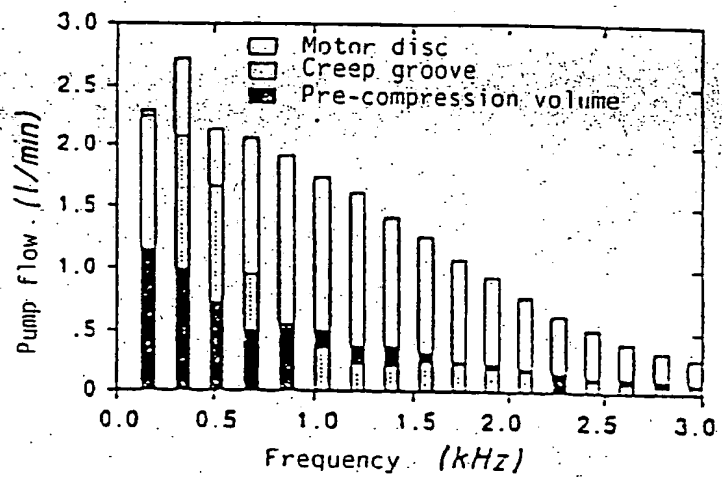


Fig. 4

